



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ**

**FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING**

ELEKTRICKÝ VRÁTEK PRO VRTÁNÍ STUDNÍ

ELECTRIC WINCH FOR DRILLING WELLS

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE

BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE

AUTHOR

MARTIN VOLEC

VEDOUCÍ PRÁCE

SUPERVISOR

doc. Ing. MIROSLAV ŠKOPÁN, CSc.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Martin Volec

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Stavba strojů a zařízení (2302R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem c.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Elektrický vrátek pro vrtání studní

v anglickém jazyce:

Electric winch for drilling wells

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh elektrického dvourychlostního vrátku pro vrtání studní. Základní technické parametry:
maximální zdvihová síla 10 kN
Maximální výška zdvihu 20 m.

Cíle bakalářské práce:

Technická zpráva obsahující:

- kritická rešerše existujících řešení,
- koncepce navrženého řešení,
- funkční výpočet zařízení, návrh jednotlivých komponent,
- pevnostní výpočet a další výpočty dle vedoucího BP

Výkresová dokumentace obsahující:

- celková sestava zařízení
- podsestavy a výrobní výkresy dle pokynu vedoucího BP

Seznam odborné literatury:

1. SHIGLEY, J. E. - MISCHKE, Ch. R. - BUDYNAS R. G.: Konstruování strojních součástí, Vydalo VUT v Brně, nakladatelství VUTIUM 2010, ISBN 978-80-214-2629-0
2. GAJDUŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: Teorie dopravních a manipulačních zařízení, skripta VUT Brno, 1988
3. Firemní literatura

Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 26. 10. 2012

L. S.

prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr.h.c.
Děkan fakulty



ABSTRAKT

Tato bakalářská práce se zabývá návrhem dvourychlostního elektrického vrátku pro vrtnou soupravu na vrtání studní technologií jádrováním s maximální nosností břemene 1000kg. Práce obsahuje písemnou a praktickou část. Písemná část se zabývá možnostmi řešení dané problematiky, výpočtem hlavních parametrů vrátku. V práci jsou zdůvodněny volby hlavních částí mechanismu jako je například elektromotor, převodovka, navíjecí buben aj. Před výpočty jednotlivých kapitol je obvykle umístěn stručný úvod do problematiky. Praktická část obsahuje výkres celkové sestavy a sestavu lanového bubnu.

KLÍČOVÁ SLOVA

Elektrický vrátek, lano, lanový buben, rychlost zdvihu, převodovka, převodový poměr, elektromotor s brzdou

ABSTRACT

This bachelor thesis undertakes design of two speed electric winch for the headgear specified for the drilling of the water wells through the use of core technology with the loading capacity up to 1000 kgs. Thesis consists of the theoretical as well as the operational part. Theoretical part is occupied with the possibilities of the problem solving, calculates the main winch parameters. In the study the reasons for choices of the main parts of mechanism e.g. electromotor, transmission, winch and others are given. Generally the brief introduction into the problem is inserted in each chapter prior to the calculations. Operational part involves the drawing of the overall configuration and the cable drum setup.

KEYWORDS

Electric winch, rope, cable drum, hoisting speed, transmission, velocity ratio, electromotor with brake



BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

VOLEC, M. *Elektrický vrátek pro vrtání studní*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 36 s. Vedoucí diplomové práce doc. Ing. Miroslav Škopán, CSc.



ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením doc. Ing. Miroslava Škopána, CSc. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 20. května 2013

.....

Martin Volec



PODĚKOVÁNÍ

Tímto bych chtěl poděkovat doc. Ing. Miroslavu Škopánovi CSc. za cenné připomínky a rady při psaní bakalářské práce. Dále bych chtěl poděkovat rodině za podporu při studiu.



OBSAH

Úvod	11
1 Parametry zdvihu a volba řešení.....	12
1.1 Objasnění stávajícího využití vrátku a volba nejvhodnějšího řešení dvourychlostního vrátku.....	12
1.1.1 Možnosti řešení vrátku	12
1.2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY ZDVIHU	13
1.3 PROVOZNÍ PODMÍNKY	13
1.3.1 Poměrné zatížení.....	13
1.4 LANA	13
1.4.1 Základní rozdělení ocelových lan.....	13
1.5 Výpočet lana	14
1.5.1 Statická síla v laně	14
Statická síla v laně je vyvolána hmotností břemene Q_c	14
1.5.2 Dynamická síla v laně.....	14
1.5.3 Součinitel bezpečnosti lana	14
1.5.4 Maximální dovolené zatížení lana	14
1.5.5 Volba lana.....	15
1.5.6 Kontrola lana	15
1.6 Výpočet průměrů kladek.....	16
1.7 Výpočet věnce kladek	16
1.7.1 Schéma drážky věnce	16
1.7.2 Poloměr drážky věnce	16
1.7.3 Hloubka drážky věnce	17
1.7.4 Úhel rozevření drážky věnce	17
1.7.5 Hlavní rozměry drážky věnce.....	17
1.8 Výpočet hlavních rozměrů lanového bubnu	17
1.8.1 Schéma lanového bubnu a volba drážky	17
1.8.2 Základní průměr bubnu	17
1.8.3 Jmenovitý průměr bubnu	17
1.8.4 Počet závitů na bubnu.....	18
1.8.5 Tloušťka stěny lanového bubnu	18
1.8.6 Délka závitové části bubnu.....	18
1.8.7 Délka koncové části bubnu.....	18
1.8.8 Celková délka lanového bubnu.....	18
2 Výpočet a návrh zdvihového ústrojí	19



2.1	Konstrukční uspořádání	19
2.2	Momentová charakteristika třífázového asynchronního motoru řízeného frekvenčním měničem	19
2.3	Výpočet a volba elektromotoru.....	20
2.3.1	Celková účinnost	20
2.3.2	Potřebný výkon motoru pro zvedání břemene	20
2.3.3	Volba elektromotoru.....	20
2.3.4	Technická data elektromotoru	20
2.3.5	Otáčky lanového bubnu	20
2.3.6	Předběžný výpočet převodového poměru.....	20
2.4	Převodovka	21
2.4.1	Volba převodovky	21
2.4.2	Hlavní rozměry převodovky	21
2.5	Kontrola zdvihové rychlosti a těsného pera v náboji lanového bubnu	22
2.5.1	Skutečné otáčky lanového bubnu	22
2.5.2	Výkon na výstupu převodovky.....	22
2.5.3	Kroutící moment na výstupu převodovky	22
2.5.4	Výpočet obvodové síly	22
2.5.5	Dovolené tlakové napětí	23
2.5.6	Kontrola pera	23
2.5.7	Skutečná rychlost zdvihu.....	23
3	Návrh lanového bubnu.....	24
3.1	Návrh uložení lanového bubnu	24
3.2	Uchycení lana na lanovém bubnu	24
3.3	Momentová a silová rovnováha na lanovém bubnu	25
3.3.1	Reakce v uložení.....	26
3.3.2	Namáhání lanového bubnu ohybem	26
3.4	Průřezový modul pro ohyb	26
3.5	Ohybové napětí působící na plášť lanového bubnu	26
3.6	Výpočet průřezového modulu pro krut	26
3.7	Smykové napětí v kritickém průřezu	26
3.8	Namáhání lanového bubnu vnějším přetlakem	27
3.9	Redukované napětí podle teorie HMM	27
3.10	Výpočet dovoleného napětí	27
3.11	Kontrola napětí.....	27
3.12	Pevnostní kontrola podpěrného čepu	28
3.12.1	Výpočet nominálního ohybového napětí	28



3.12.2	Výpočet maximálních napětí	28
3.13	Kontrola radiálního zatížení výstupní hřídele převodovky	28
3.14	Návrh a kontrola ložiska	29
3.14.1	Minimální zatížení ložiska.....	30
3.14.2	Střední zatížení ložiska	30
3.14.3	Střední výpočtové zatížení ložiska	30
3.14.4	Statické a dynamické ekvivalentní zatížení.....	30
3.14.5	Kontrola statické únosnosti	31
3.14.6	Základní výpočtová trvanlivost ložiska v hodinách	31
3.14.7	Kontrola ložiska.....	31
Závěr		32
Použité informační zdroje.....		33
Seznam použitých zkratk a symbolů.....		34
Seznam obrázků a tabulek		36
Seznam příloh		36



1. ÚVOD

Při výběru této bakalářské práce pro mě bylo rozhodující, že výsledky práce si budu moci ověřit v praxi. Cílem této bakalářské práce je dle předem zadaných parametrů stanovit hlavní rozměry pro zdvih a nosnost, zvolit optimální řešení, provést návrh s pevnostními výpočty a zhotovit výkresovou dokumentaci sestavy vrátku.

Úkolem zdvihacího ustrojí vrátku je zvedání a spouštění vrtacího mechanismu při vrtání studní, zvedání a spouštění jádrovacího vrtáku při vyprazdňování zeminy.

Práce mimo jiné řeší optimální volbu převodovky, elektromotoru, frekvenčního měniče, lanového bubnu, volbu ložisek, použitá uložení, drsnosti povrchu, geometrické tolerance funkčních ploch, volbu jednotlivých materiálů. Výstupem bakalářské práce je kompletní výkresová dokumentace sestavy vrátku.



1 PARAMETRY ZDVIHU A VOLBA ŘEŠENÍ

1.1 OBJASNĚNÍ STÁVAJÍCÍHO VYUŽITÍ VRÁTKU A VOLBA NEJVHODNĚJŠÍHO ŘEŠENÍ DVOURYCHLOSTNÍHO VRÁTKU.

Vrátek je používán na gravitační vrtání studní metodou tzv. jádrováním. Využíván je při vrtání dvěma způsoby:

1. Přidržování vrtací jednotky, spojené s jádrovacím vrtákem pomocí vrtacích tyčí. Jednotlivé spoje jsou realizovány šestihrannými spojkami, kvůli přenosu dostatečného krouticího momentu při záběru vrtáku do zeminy a proti vysunutí zajištěny pojistkami. Při spouštění je vhodnější nižší rychlost odvíjení lana (1m/min). Nižší rychlost je vhodná i v lokalitách s jílovitou půdou, kde dochází ke svírání vrtáku.

2. Vyprazdňování jádrovacího vrtáku. Po zavrtání cca 1m se vrták naplní zeminou a je nutné jej vytáhnout z vrtu a vyprázdnit. Vrtací jednotka se zaparkuje do věže a pomocí vrátku se jednotlivé vrtací tyče i s vrtákem vyzdvihují z vrtu pomocí tzv. zvonku. (uchopovací jednotka zkonstruována pro snadné uchopení vrtací tyče, vrtáku i vrtací jednotky v horní části). Při vytahování vrtáku ze země a opětovném spuštění prázdného vrtáku do vrtu je vhodnější vyšší rychlost odvíjení (navíjení) lana (2m/min).

Současné řešení využívá pouze jedné rychlosti, a to pomalejší (1m/min). Umožnění využívat rychlejšího navíjení lana při vyprazdňování by zkrátilo dobu vrtání minimálně o 3 hodiny. Vzhledem k současné práci dvou lidí a počtu realizovaných vrtů za kalendářní rok (20-30) je návratnost vložené investice do dvourychlostního vrátku cca 1 rok.

Z tohoto důvodu je vhodné použití dvourychlostního vrátku s požadovanými rychlostmi navíjení lana a dostatečnou únosností. (1000kg)

1.1.1 MOŽNOSTI ŘEŠENÍ VRÁTKU

1. Vrátek s dvourychlostní převodovkou. Toto řešení není vhodné, protože vrátek je umístěn mimo dosah obsluhy a rychlosti je potřeba v průběhu vrtání operativně měnit.
2. Jedno rychlostní převodovka poháněna dvourychlostním elektromotorem.
3. Jedno rychlostní převodovka poháněna jedno rychlostním elektromotorem. Druhá rychlost je realizována pomocí frekvenčního měniče.

Řešení číslo dvě a tři je vhodné, protože obsluha může pohodlně ovládat vrátek z místa u vrtu pomocí pěti polohového přepínače. Levý rychlý chod, levý pomalý chod, stop, pravý pomalý chod a pravý rychlý chod. Řešení číslo dvě a tři je vhodné, protože obsluha může pohodlně ovládat vrátek z místa u vrtu pomocí pěti polohového přepínače. (Levý rychlý chod, levý pomalý chod, stop, pravý pomalý chod a pravý rychlý chod)

Variantu třetí je oproti variantě druhé finančně o cca 4 tis Kč nákladnější, ale je vhodnější pro případné doladění rychlosti dle lokality vrtání a tedy jiném geologickém složení zeminy.



Navíc je možno využívat frekvenční měnič, při vhodném elektrickém zapojení, i u motoru k pohonu vrtací jednotky v lokalitách, kde by bylo vhodnější volit nižší rychlost otáčení vrtáku (šterkopískové vrstvy s valouny).

Z tohoto důvodu volím variantu 3- jedno rychlostní převodovka s využitím frekvenčního měniče.

1.2 ZÁKLADNÍ PARAMETRY ZDVIHU

- nosnost 1000 kg
- zdvih 20m
- dvě rychlosti zdvihu
- pomalejší rychlost zdvihu $1,0 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$
- rychlejší zdvih $2,0 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$

1.3 PROVOZNÍ PODMÍNKY

Vrátek bude používán v průměru 4 dny v měsíci. Předpokládaný počet pracovních cyklů za rok je do 20 000.

1.3.1 POMĚRNÉ ZATÍŽENÍ

Poměrné zatížení stanovíme na základě hmotnosti jmenovitého břemene Q_c , a hmotnosti průměrného břemene Q_p . Průměrná hmotnost břemene je 250 kg. (hmotnost vrtací jednotky, vrtací tyče, jádrovací vrták + zemina ve vrtáku) Hodnota poměrného zatížení bude využita pro stanovení součinitele bezpečnosti.

$$q = \frac{Q_p}{Q_c} \cdot 100 = \frac{250}{1000} \cdot 100 = 25 \quad \% \quad (1-1)$$

1.4 LANA

Lana patří mezi nejpoužívanější prostředky pro vázání, tahání a zvedání břemen. Lana jsou namáhána tahovou silou a ohybovým momentem. Ohyb vzniká při navíjení lana na lanový buben nebo při navíjení na vodící a vyrovnávací kladku. Ohybové napětí je u lan nežádoucí, proto je vhodné se při navíjení lana vyvarovat se střídavému ohybu lana. Střídavé ohýbání lana má za následek snížení životnosti lana. Lana jsou zatěžována kombinovaným namáháním (tah + ohyb). Pro jednoduchost výpočtu se lana počítají jen na tah. Vliv ohybu a dalších činitelů je zahrnutý do součinitele bezpečnosti. Koeficient k pro střídavý ohyb zvyšujeme o 0,7. Lana je nutno mazat. Mazání lana se provádí nanášením maziva nebo namáčením. Vnitřní mazání lana se realizuje pomocí vnitřní napuštěné vložky umístěné uprostřed mezi jednotlivými prameny lana.

Při konstrukci zdvihového mechanismu je doporučováno, aby lano mělo opačný smysl vinutí než je stoupání šroubové drážky lanového bubnu.

1.4.1 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ OCELOVÝCH LAN



Podle typu konstrukce lana dělíme na jednopramenná a víceraamenná.

Podle způsobu vinutí lana dělíme na pravá a levá.

Podle smyslu vinutí lana dělíme na stejnosměrná a protisměrná.

1.5 VÝPOČET LANA

1.5.1 STATICKÁ SÍLA V LANĚ

Statická síla v laně je vyvolána hmotností břemene Q_c

$$Q_c = m \cdot g \quad (1-2)$$

$$Q_c = 1000 \text{ kg} \cdot 9,81 \text{ ms}^{-2}$$

$$Q_c = 9810 \text{ N}$$

1.5.2 DYNAMICKÁ SÍLA V LANĚ

Dynamickou sílu určíme na základě síly statické, kterou vynásobíme dynamickým součinitelem zdvihu a součinitelem zatížení od jmenovitého břemene. Pro rychlost zdvihu $< 1 \text{ m.s}^{-1}$ se dynamické síly mohou zanedbat, poněvadž mohou být méně významné.

1.5.3 SOUČINITEL BEZPEČNOSTI LANA

Součinitel bezpečnosti lana je volen s ohledem na počet pracovních cyklů, který mechanismus vykoná za rok, a na poměrném zatížení q (1-1). Součinitel bezpečnosti je zvolen dle následující tabulky

Tab. 1.1 Volba součinitele bezpečnosti

Poměrné zatížení lana q (%)	Počet pracovních cyklů lana za rok			
	do 20 000	20 až 50 tis	50 až 180 tis	přes 180 tis
do 30	4,4	5	5,6	6,2
30 až 60	5	5,6	6,2	6,8
přes 60	5,6	5,2	6,8	7,4

$$k_1 = 4,4$$

1.5.4 MAXIMÁLNÍ DOVOLENÉ ZATÍŽENÍ LANA

Maximální dovolené zatížení lana se stanoví na základě dynamické síly a součinitele bezpečnosti k_1 .



$$F_{DOV} - \frac{P_1}{k_1} \geq F_D \quad (1-3)$$

$$F_{dov} \geq k_1 \cdot F_d \quad (1-4)$$

$$F_{dov} \geq 4,4 \cdot 9810 \text{ N}$$

$$F_{dov} \geq 43164 \text{ N}$$

1.5.5 VOLBA LANA

[10]

Rozměry a konstrukce lan jsou dány normami. Nejběžněji používaná lana ve strojírenství jsou lana ocelová, a to stejnosměrně vinutá nebo protisměrně vinutá. Stejnosměrně vinutá lana mají vyšší životnost, jsou ohebnější a jsou schopna více odolávat abrazivnímu a únavovému opotřebení. Nevýhodou je ale tendence tvořit smyčky při odlehčení.

Volím víceračmenné lano Herkules se 126 dráty o jmenovitém průměru 8 mm se jmenovitou pevností drátů 1770 MPa. Únosnost tohoto lana je dle tabulky výrobce 46,3 kN.



OBR. 1.1 Vícepramenné lano Herkules s 126 dráty

Konstrukce (6 + 12) (1+6) + v

Použití: Pro speciální jeřáby a všude tam, kde je břemeno zavěšeno na jednom průřezu lana a není vedeno

Tab. 1.2 Technické parametry lana

Jmenovitý průměr lana	Jmenovitá hmotnost lana	Jmenovitá únosnost lana v kN při jmenovité pevnosti drátů MPa	
mm +- 5%	kg/m +- 5%	1570	1770
8	0,22	41,00	46,3

1.5.6 KONTROLA LANA

Kontrola lana spočívá v porovnání jmenovité únosnosti lana (uvedené v tab. 1.2) s maximálním dovoleným zatížením lana.

$$P_l \geq F_{dov} \quad (1-5)$$

$$46300 \text{ N} \geq 43164 \text{ N} \quad \text{LANO VYHOVUJE}$$



1.6 VÝPOČET PRŮMĚRŮ KLADEK

Při výpočtu průměru vodících a vyrovnávacích kladek se nejprve určí tzv. *základní průměr kladek*. Tento průměr se stanoví na základě průměru lana d , a součinitele pro vodící a vyrovnávací kladku α [7,s.2]

Dalším krokem je výpočet jmenovitého průměru kladek. Jmenovitý průměr se určí jako rozdíl základního průměru kladky a průměru lana. Vypočítaný průměr následně normalizujeme [7,s.5] U vrátku budou použity pouze dvě kladky vodící.

1.6.1 ZÁKLADNÍ PRŮMĚR VODÍCÍ Kladky

[7,s.1]

$$D_{v \min} = \alpha \cdot d = 20 \cdot 8 = 160 \text{ mm}$$

(1-6)

1.6.2 JMENOVITÝ PRŮMĚR VODÍCÍ Kladky

[7,s.2]

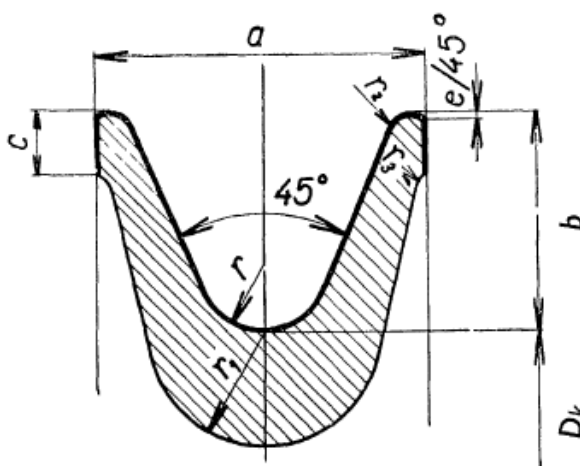
$$D_v = D_{v \min} - d = 160 - 8 = 152 \text{ mm}$$

(1-7)

1.7 VÝPOČET VĚNCE KLADEK

1.7.1 SCHÉMA DRÁŽKY VĚNCE

Výpočet hlavních rozměrů kladek provedeme podle [7,s.3]



Obr. 1.2. Věnec lanové kladky

1.7.2 POLOMĚR DRÁŽKY VĚNCE

Pokud je drážka příliš malá, lano se „skřípne“ při zatlačení do drážky vlivem zatížení, což poškozuje lano i kladku. V opačném případě může vzniknout nedostatečné podepření lana, které se zatížením zploští a zdeformuje se, což urychluje zničení lana.

$$r = 0,53 \cdot d = 0,53 \cdot 8 = 4,24 \text{ mm}$$

(1-8)

volím rozměr $r = 5 \text{ mm}$

1.7.3 HLOUBKA DRÁŽKY VĚNCE

$$b = (3 \div 3,5) \cdot r = 3,5 \cdot 5 = 17,5 \text{ mm} \quad (1-9)$$

volím rozměr $b = 18 \text{ mm}$

1.7.4 ÚHEL ROZEVŘENÍ DRÁŽKY VĚNCE

$$\beta = 45^\circ \quad (1-10)$$

1.7.5 HLAVNÍ ROZMĚRY DRÁŽKY VĚNCE [7,s.8]

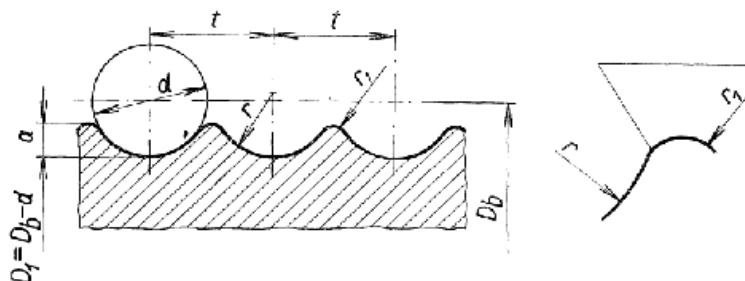
Tab.1.3 Hlavní rozměry drážky věnce

Drážka kladky		Průměr lana	Rozměry						
označení	R	d	a	b	c	e	R1	R2	R3
5	5	8	28	18	6	0,5	10	2,5	1,5

1.8 VÝPOČET HLAVNÍCH ROZMĚRŮ LANOVÉHO BUBNU

Při výpočtu jmenovitého průměru lanového bubnu se postupuje stejně jako při výpočtu jmenovitých průměrů kladek.

1.8.1 SCHÉMA LANOVÉHO BUBNU A VOLBA DRÁŽKY [7,s.9]



Obr. 1.3 Drážka lanového bubnu

Poloměr lanové drážky (žlábků) by měl být v rozsahu $0,525 d$ až $0,550 d$, kdy optimální je $0,5375 d \Rightarrow r = 0,5375 \cdot 8 = 4,3 \text{ mm}$... volím $r = 5 \text{ mm}$

Tab. 1.4 Rozměry drážky lanového bubnu

R	Průměr lana	a	t	R1
5	8	3	10,5	1

1.8.2 ZÁKLADNÍ PRŮMĚR BUBNU [7,s.1]

$$D_{b \min} = \alpha_3 \cdot d = 20 \cdot 8 = 160 \text{ mm} \quad (1-11)$$

1.8.3 JMENOVITÝ PRŮMĚR BUBNU [7,s.2]



$$D_b = D_{b \min} - d = 160 - 8 = 152 \text{ mm} \quad (1-12)$$

Z důvodů menšího namáhání lana na ohyb, větší životnosti lana při dané a dosažení kratšího lanového bubnu volím normalizovaný průměr $D_b = 200 \text{ mm}$

1.8.4 POČET ZÁVITŮ NA BUBNU [8,s.53]

Počet závitů na lanovém bubnu se stanoví na základě délky lana L , která se vydělí obvodem lanového bubnu. Obvod je vypočítán podle jmenovitého průměru bubnu D_b . Počet závitů se navyšuje o 2-3 tzv. *závěrné závity*. Volím 3 závěrné závity.

$$Z_1 = \frac{L}{\pi \cdot D_b} + 3 \quad (1-13)$$

$$Z_1 = 31,8 + 3 = 34,8 \quad \text{volím nejbližší vyšší celou hodnotu } 35 \text{ závitů}$$

1.8.5 TLOUŠŤKA STĚNY LANOVÉHO BUBNU [8,s.53]

$$S_B = 0,03 \cdot D_b + 5 = 0,03 \cdot 200 + 5 = 11 \text{ mm.}$$

1.8.6 DÉLKA ZÁVITOVÉ ČÁSTI BUBNU [8,s.53]

$$l_z = z_b \cdot t = 35 \cdot 10,5 = 367,5 \text{ mm} \quad (1-14)$$

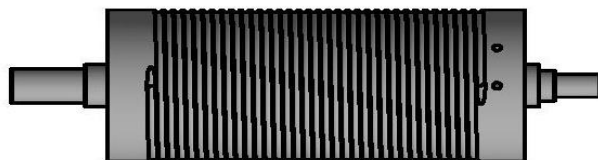
1.8.7 DÉLKA KONCOVÉ ČÁSTI BUBNU [8,s.53]

$$l_k = 4 \cdot t = 4 \cdot 10,5 = 42 \text{ mm} \quad (1-15)$$

1.8.8 DÉLKA KONCOVÉ ČÁSTI BUBNU [8,s.53]

Celková délka bubnu se skládá z jednotlivých dílčích úseků

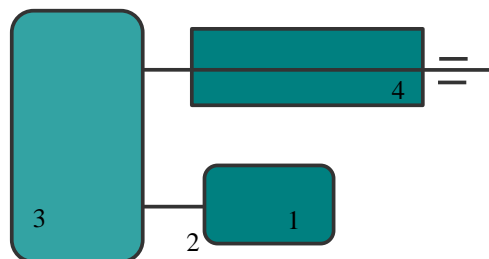
$$l_b = l_z + 2 \cdot l_k = 367,5 + 2 \cdot 42 = 451,5 \text{ mm} \quad (1-16)$$



Obr. 1.4 Lanový buben

2 VÝPOČET A NÁVRH ZDVIHOVÉHO ÚSTROJÍ

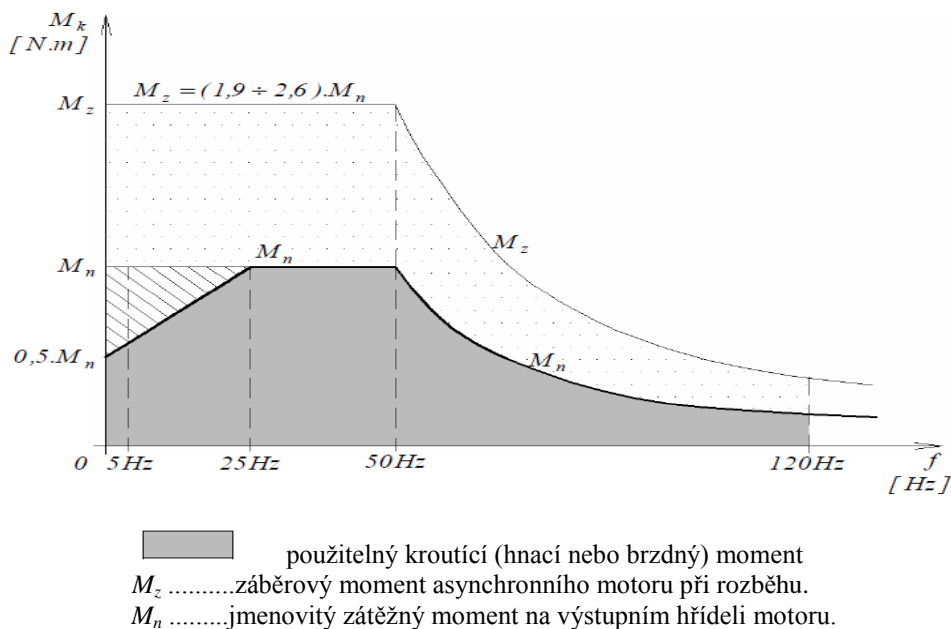
2.1 KONSTRUKČNÍ USPOŘÁDÁNÍ



1. Elektromotor s brzdou
2. Spojovací hřídel
3. Převodovka
4. Lanový buben

Obr. 2.1 Konstrukční uspořádání zdvihacího ústrojí

2.2 MOMENTOVÁ CHARAKTERISTIKA TŘÍFÁZOVÉHO ASYNCHRONNÍHO MOTORU ŘÍZENÉHO FREKVENČNÍM MĚNIČEM



Obr. 2.2 Momentová charakteristika třífázového asynchronního motoru řízeného frekvenčním měničem

Dle momentové charakteristiky třífázového asynchronního motoru řízeného frekvenčním měničem volím rychlejší přímý převod při frekvenci 50 Hz. Pro tento převod je požadována rychlost zdvihu 2m/min. Pomalejší převod (1m/min) bude realizován za využití frekvenčního měniče při frekvenci 25 Hz. Při obou frekvencích máme možnost využít maximálního kroutícího momentu elektromotoru.



Při výběru převodovky a elektromotoru budeme tedy vycházet z rychlosti zdvihu 2m/min a frekvenčním měničem budeme otáčky elektromotoru zpomalovat.

2.3 VÝPOČET A VOLBA ELEKTROMOTORU

2.3.1 CELKOVÁ ÚČINNOST

[8,s.75]

Celková účinnost zdvihového ústrojí se určuje jako součin lanového bubnu η_b [8,s.76], účinností lanového převodu η_{cl} (v našem případě účinnost vodící kladky) a účinností převodovky η_p .

$$\eta_c = \eta_b \cdot \eta_{cl} \cdot \eta_p = 0,96 \cdot 0,99 \cdot 0,53 = 0,50 \quad (2-1)$$

2.3.2 POTŘEBNÝ VÝKON MOTORU PRO ZVEDÁNÍ BŘEMENE

[8,s.75]

Výkon motoru se obecně vypočítá jako součin síly vyvolané hmotností břemene a rychlosti zdvihu. Celková účinnost η_c má za následek navýšení potřebného motoru.

$$P_m = \frac{Q_c \cdot g \cdot v_h}{1000 \cdot n_c} = \frac{1000 \cdot 9,81 \cdot 0,033}{1000 \cdot 0,50} = 0,65 \text{ kW} \quad (2-2)$$

2.3.3 VOLBA ELEKTROMOTORU

[9,s.16]

Volím elektromotor s otáčkami při $f = 50 \text{ Hz}$, $n_1 = 1400 \text{ min}^{-1}$. Pomalejší rychlost zdvihu bude realizována frekvenčním měničem dle momentové charakteristiky při $f = 25 \text{ Hz}$, $n_1 = 700 \text{ min}^{-1}$.

Dle výrobní řady firmy Siemens volím přírubový elektromotor s brzdou 1LA7 083-2AA 4-polový s výkonem $P = 0,75 \text{ kW}$.

2.3.4 TECHNICKÁ DATA ELEKTROMOTORU

Tab. 2.1 Hlavní parametry elektromotoru

Jmenovitý výkon P	Parametry při jmenovitém zatížení		
	Otáčky	Účinnost	Moment M_k
kW	min ⁻¹	%	Nm
0,75	1395	72	5,1

2.3.5 OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

[5,s.253]

$$n_b = \frac{60 \cdot v_h}{3,14 \cdot D_b} = \frac{60 \cdot 0,033}{3,14 \cdot 200} = 3,14 \quad (2-3)$$

2.3.6 PŘEDBĚŽNÝ VÝPOČET PŘEVODOVÉHO POMĚRU

[8,s.76]

Předběžný převodový poměr je důležitý pro následnou volbu převodovky. Je vypočítán na základě otáček motoru n_m a otáček lanového bubnu n_b .



$$i_c = \frac{n_m}{n_b} = \frac{1395}{3,14} = 444,2 \text{ min}^{-1} \quad (2-4)$$

2.4 PŘEVODOVKA

Pro zdvihové mechanismy se nejvíce používají převodovky se soukolím čelním, šnekovým nebo kuželovým. Možností je i vhodná kombinace těchto soukolí.

2.4.1 VOLBA PŘEVODOVKY

Dle požadovaného výstupního krouticího momentu, otáček elektromotoru a požadovaných výstupních otáček volím po konzultaci s výrobcem šnekových převodovek firmy TOS Znojmo kombinaci dvou šnekových převodovek MRT. [9]

- 1.MRT 80 s převodovým poměrem $i_1 = 15$
- 2.MRT 120 s převodovým poměrem $i_2 = 30$

Celkový převodový poměr MRT 80 x MRT 120

$$i_c = i_1 \cdot i_2 = 15 \cdot 30 = 450 \quad (2-5)$$

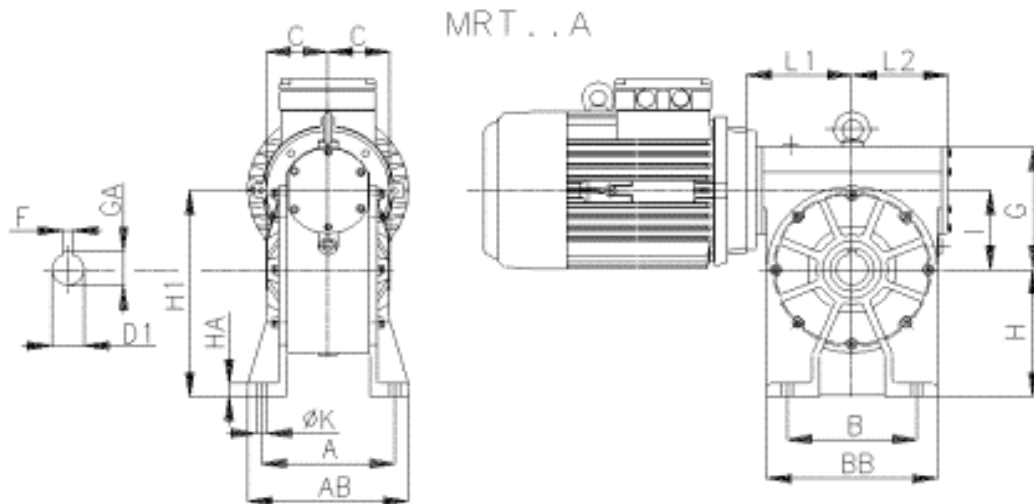
Účinnost převodovek udávaná výrobcem $\eta_c = 53 \%$

Výstupní maximální krouticí moment $Mk_2 = 1150 \text{ Nm}$

2.4.2 HLAVNÍ ROZMĚRY PŘEVODOVKY

Tab.2.2 Hlavní rozměry převodovky

VELIKOST MRT 120	A	AB	B	BB	C	D1H7	Dk6	E	F	GA	G	H	H1	H2	HA	I	K	R
	180	216	200	250	86	45(48)	38	80	14	48,8	175	185	305	65	18	120	15	128
	C1	L1	L2	L3	LA	SA	M1	P1	N1	O1	S1	T1	M2	N2	P2	O2	S2	T2
	59	152	138	144	15	M10x22	165	190	130	80,5	M12x25	5	215	180	250	145	13	3,5



Obr. 2.3 Hlavní rozměry převodovky

2.5 KONTROLA ZDVIHOVÉ RYCHLOSTI A TĚSNÉHO PERA V NÁBOJI LANOVÉHO BUBNU

2.5.1 SKUTEČNÉ OTÁČKY LANOVÉHO BUBNU

Skutečné otáčky lanového bubnu jsou odlišné od teoretických otáček, protože předběžný převodový poměr se liší od skutečného převodového poměru. Skutečné otáčky na výstupním konci převodovek bude dále použitý pro výpočet kroutícího momentu M_{k2} , který je nutný znát pro kontrolu pera na výstupu převodovky.

$$n_{bs} = \frac{n_m}{i_c} = \frac{1395}{450} = 3,10 \text{ min}^{-1} \quad (2-6)$$

2.5.2 VÝKON NA VÝSTUPU PŘEVODOVKY

Výkon na výstupu převodovky se stanoví jako součin účinností převodovky a výkonem na vstupu převodovky, který je shodný s výkonem zvoleného elektromotoru P (tab.2.1)

$$P_2 = P \cdot \eta_p = 0,75 \cdot 0,53 = 0,40 \text{ kW} \quad (2-7)$$

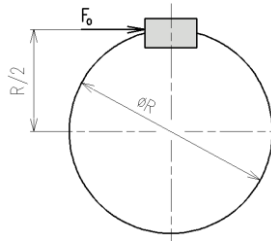
2.5.3 KROUTÍCÍ MOMENT NA VÝSTUPU PŘEVODOVKY

$$M_{k2} = \frac{60 \cdot P_2}{2 \cdot 3,14 \cdot n_{bs}} = \frac{60 \cdot 0,4 \cdot 10^3}{2 \cdot 3,14 \cdot 3,1} = 1232,8 \text{ Nm} \quad (2-8)$$

2.5.4 VÝPOČET OBVODOVÉ SÍLY

[11,s.1080]

$$F_o = \frac{2 \cdot M_{k2}}{R} = \frac{2 \cdot 1232,8}{0,045} = 54\,791,1 \text{ N} \quad (2-9)$$



Obr 2.4 Zatížení těsného pera

2.5.5 DOVOLENÉ TLAKOVÉ NAPĚTÍ

[11,s.1081]

Na náboj lanového bubnu je použita ocel 11 523.0. Základní dovolená hodnota tlaku v náboji pro styk ocel-ocel je $p_o = 150 \text{ MPa}$

2.5.6 KONTROLA PERA

[11,s.1080]

$$p_n = \frac{F_o}{t_l \cdot (l_p - b)} \leq p_{dovp} \quad (2-10)$$

$$p_o = \frac{F_o}{t_l \cdot (l_p - b)} = \frac{54791,1}{3,5 \cdot (120 - 14)} = 147,6 \text{ MPa} \quad (2-11)$$

$$147,6 \text{ MPa} < 150 \text{ MPa} \quad \Rightarrow \quad \text{PERO VYHOVUJE}$$

2.5.7 SKUTEČNÁ RYCHLOST ZDVIHU

Skutečná rychlost zdvihu se nesmí lišit od teoretické rychlosti o více než 6%.

[8,s.76]

$$v_{bs} = n_{bs} \cdot 3,14 \cdot D_b = 3,10 \cdot 3,14 \cdot 0,2 = 1,947 \text{ mmin}^{-1} \quad (2-10)$$

Skutečná rychlost zdvihu se liší od teoretické o 3 % \Rightarrow SKUTEČNÁ RYCHLOST ZDVIHU VYHOVUJE

3 NÁVRH LANOVÉHO BUBNU

Lanový buben je nejčastěji vyroben jako svařenec. S ohledem na potřebné vlastnosti materiálu je volen materiál 11 523.0 [11,s.1128] – konstrukční ocel, která má při tavném svařování zaručenou svařitelnost. (svařitelnost je zaručena do tloušťky materiálu 25 mm)

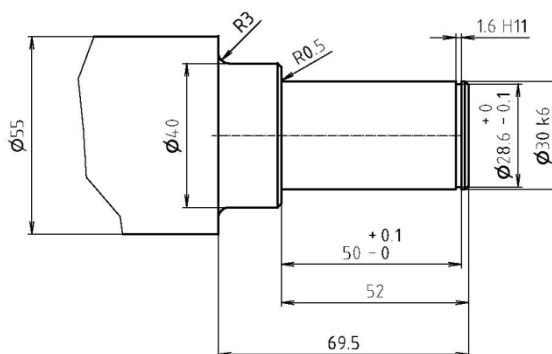
Tab. 3.1 Mechanické vlastnosti materiálu

Označení podle ČSN	Mechanické vlastnosti		
	R _m min (MPa)	R _{em} min (MPa)	Tvrđost HB
11523.0	490	355	max. 274

Plášť lanového bubnu je namáhán ohybem, krutem a vnějším přetlakem. Jde o kombinované namáhání, pro které je třeba spočítat tzv. *redukované napětí*. Redukované napětí stanovíme podle hypotézy *HMH*.

3.1 NÁVRH ULOŽENÍ LANOVÉHO BUBNU

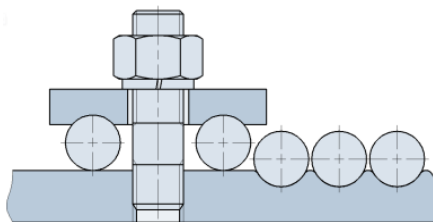
Abychom mohli stanovit momentovou a silovou rovnováhu na lanovém bubnu potřebujeme znát jeho způsob uložení. Na jednom konci bude buben uložen pomocí čepu, který bude součástí lanového bubnu. Čep bude uložen v ložiskovém tělese. Druhý konec bubnu bude uložen pomocí čepu s drážkou pro těsné pero, který bude nasazen přímo do výstupní hřídele převodovky.



Obr 3.1 Čep lanového bubnu pro uložení v ložiskovém tělese

3.2 UCHYCENÍ LANA NA LANOVÉM BUBNU

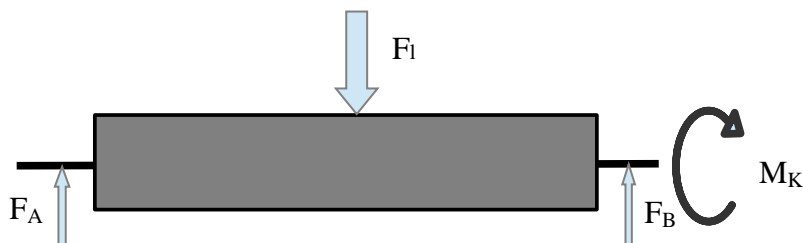
Uchycení lana na lanovém bubnu musí umožňovat snadné zkrácení nebo výměnu lana. Lano bude uchyceno k lanovému bubnu pomocí dvou příložek. Příložky jsou umístěny na hladké části bubnu. Minimální vzdálenost příložek má být minimálně pětinašobek průměru šroubu použitého k uchycení příložek.



Obr. 3.2 Uchycení lana příložkami na lanovém bubnu

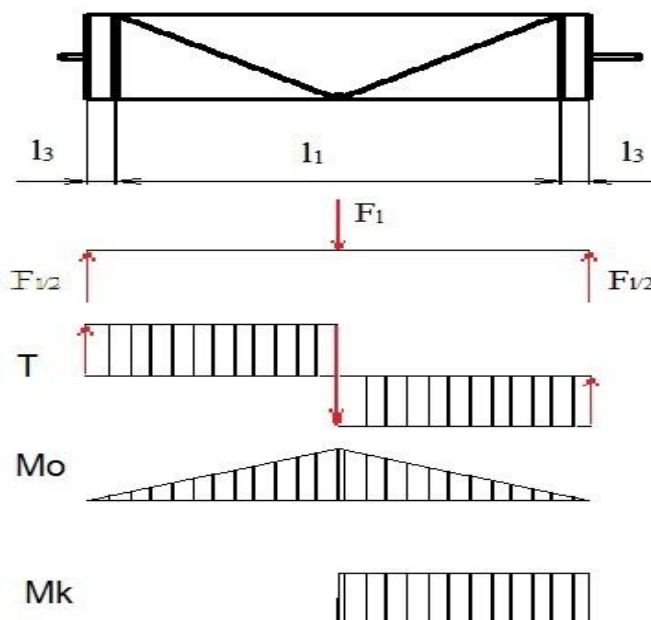
3.3 MOMENTOVÁ A SILOVÁ ROVNOVÁHA NA LANOVÉM BUBNU

Hřídel bubnu je uložen ve dvou ložiscích a je namáhán na ohyb a krut. Zatěžující síla se pohybuje podél bubnu, podle polohy navíjeného lana. Působí-li zatěžující síla F uprostřed šířky bubnu, rozkládá se stejným dílem do čel., takže hřídel je namáhán na ohyb dvěma silami $F/2$. Nepříznivější případ je při poloze lana v krajní poloze blíže reakce A. V tomto průřezu působí současně i maximální kroutící moment M_K .



Obr. 3.3 Síly působící na lanový buben

Výsledné vnitřní účinky u lanového bubnu závisí na místě lana navíjejícího se na lanový buben.



Obr. 3.4 Výsledné vnitřní účinky u lanového bubnu



3.3.1 REAKCE V ULOŽENÍ

V případě že lano se navíjí ve středu lanového bubnu jsou reakce v ložiscích stejná a na buben působí maximální ohybový moment.

$$\sum F = 0$$

$$F_A = F_B = \frac{F_l}{2} = 4905 \text{ N} \quad (3-1)$$

3.3.2 NAMÁHÁNÍ LANOVÉHO BUBNU OHYBEM

Maximální ohybový moment je dle Obr. 3.3

$$M_{o_{max}} = F_l \cdot \left(\frac{l_1}{2} + l_3 \right) = 9810 \cdot \left(\frac{367,5}{2} + 42 \right) = 2\,214\,607,5 \text{ Nmm} \quad (3-2)$$

3.4 PRŮŘEZOVÝ MODUL PRO OHYB

[8,s.54]

Výpočet kvadratického momentu pro mezikruží

$$W_o = \frac{J_y}{\frac{D_o}{2}} = \frac{3,14 \cdot (D_o^4 - d_o^4)}{32 \cdot D_o} = 267\,668,9 \cdot \text{mm}^3 \quad (3-3)$$

$$J_y = \frac{3,14}{64} \cdot (D_o^4 - d_o^4) \quad (3-4)$$

$$D_o = 200 - 8 = 192 \text{ mm} \dots\dots \text{průměr bubnu měřený pod lanem} \quad (3-5)$$

$$d_o = D_o - 2 \cdot s = 192 - 2 \cdot 11 = 170 \text{ mm} \dots\dots \text{je vnitřní průměr bubnu} \quad (3-6)$$

3.5 OHYBOVÉ NAPĚTÍ PUSOBÍCÍ NA PLAŠŤ LANOVÉHO BUBNU

[8,s.53]

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} = \frac{2\,214\,607,5}{267\,668,9} = 8,27 \text{ MPa} \quad (3-7)$$

Dovolené ohybové napětí by nemělo být větší než $\sigma_{dov} = 10 \div 15 \text{ MPa}$

$\sigma_{dov} \geq \sigma_o \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$

3.6 VÝPOČET PRŮŘEZOVÉHO MODULU PRO KRUT

[8,s.54]

$$M_k = \frac{F_l \cdot D_b}{2} = 9810 \cdot 100 = 981\,000 \text{ Nmm} \quad \text{kroutící moment bubnu} \quad (3-8)$$

$$W_k = 2 \cdot W_o = 2 \cdot 267\,668,9 = 535\,337,8 \cdot \text{mm}^3 \quad \text{průřezový modul pro krut} \quad (3-9)$$

3.7 SMYKOVÉ NAPĚTÍ V KRITICKÉM PRŮŘEZU

[8,s.54]

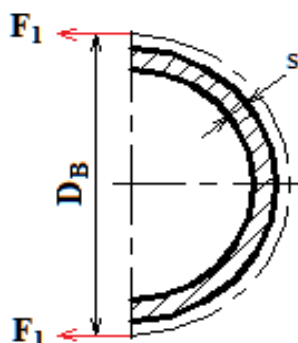
$$\tau = \frac{M_k}{W_k} = \frac{981\,000}{535\,337,8} = 1,83 \text{ MPa} \quad (3-10)$$

Dovolené ohybové napětí je $\sigma_{dov} = 2 \div 5 \text{ MPa}$ $\sigma_{dov} \geq \sigma_o \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$

3.8 NAMÁHÁNÍ LANOVÉHO BUBNU VNĚJŠÍM PŘETLAKEM

[8,s.54]

Vnější přetlak je způsoben sevřením pláště lanem. Zjednodušujícím předpokladem je výpočet lanového bubnu jako tenkostěnné nádoby.



Obr. 3.5 Sevření pláště lanového bubnu lanem

$$\sigma_{tl} = \frac{F_l}{s \cdot t_b} = \frac{9810}{10,5 \cdot 11} = 84,9 \text{ MPa} \quad (3-11)$$

3.9 REDUKOVANÉ NAPĚTÍ PODLE TEORIE HMM

[8,s.54]

Redukované napětí se stanoví na základě ohybového napětí, smykového napětí a vnějším přetlaku.

$$\sigma_{rd} = \sqrt{\sigma_o^2 + \sigma_{tl}^2 - \sigma_o \cdot \sigma_{tl} + 3 \cdot \tau^2} \quad (3-12)$$

$$\sigma_{rd} = \sqrt{8,27^2 + 84,9^2 - 8,27 \cdot 84,9 + 3 \cdot 1,83^2}$$

$$\sigma_{rd} = 81,14 \text{ MPa}$$

3.10 VÝPOČET DOVOLENÉHO NAPĚTÍ

[11,s.382]

Pro plášť lanového bubnu byl zvolen materiál 11523.0. vhodný pro svařování. Bezpečnostní součinitel k je zvolen nízký, protože při výpočtu je použita minimální hodnota meze kluzu daného materiálu. Vlastnosti materiálu jsou uvedené v tab. 3.1.

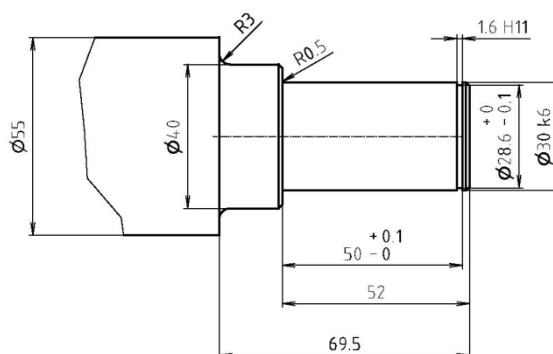
$$\sigma_{dov} = \frac{R_e}{k} = \frac{355}{2} = 177,5 \text{ MPa} \quad (3-13)$$

3.11 KONTROLA NAPĚTÍ

$$\sigma_{dov} = 177,5 \text{ MPa} \geq \sigma_{rd} = 81,14 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (3-14)$$

3.12 PEVNOSTNÍ KONTROLA PODPĚRNÉHO ČEPU

Čepy pro uložení lanového bubnu budou vyrobeny rovněž z materiálu *11 523.0*. Čepy jsou namáhány ohybovým napětím. Pevnostní kontrolu provedeme u nejmenšího průměru vzhledem k *meznímu stavu pružnosti*. Nejmenší průměr je pod ložiskem na konci uloženém v ložiskovém tělese.



Obr 3.6 Čep lanového bubnu pro uložení v ložiskovém tělese

3.12.1 VÝPOČET NOMINÁLNÍHO OHYBOVÉHO NAPĚTÍ [11,s.141]

Nominální napětí bude vypočítáno v nejnebezpečnějším průřezu a to v místě uložení ložiska (nejmenší průměr, největší vzdálenost od bubnu a tedy největší rameno síly)

$$W_{ol} = \frac{\pi \cdot d_l^3}{32} = \frac{\pi \cdot 30^3}{32} = 2649,4 \text{ mm}^3 \quad (3-15)$$

$$M_{ol} = F_A \cdot b_l \quad b_l = 69,5 - 52 + 25 = 42,5 \text{ mm} \quad (3-16)$$

$$\sigma_{ol} = \frac{M_{ol}}{W_{ol}} = \frac{4905 \cdot 0,0425}{2649,4} = 1,85 \text{ MPa} \quad (3-17)$$

3.12.2 VÝPOČET MAXIMÁLNÍCH NAPĚTÍ [11,s.141]

Při výpočtu maximálního napětí se do výpočtu zahrnuje vrubový účinek, který je do výpočtu zahrnut pomocí tzv. *součinitele tvaru α* [11,s.1115]. Součinitel tvaru se odečítá z grafu pro konkrétní typ vrubu, rozměr vrubu a typ namáhání.

$$\sigma_{ol \max} = \sigma_{ol} \cdot \alpha_{ol} = 1,85 \cdot 2,4 = 4,44 \text{ MPa} \quad (3-18)$$

$$\sigma_{dov} = 177,5 \text{ MPa} \geq \sigma_{ol \max} = 4,44 \text{ MPa} \Rightarrow \text{VYHOVUJE} \quad (3-19)$$

3.13 KONTROLA RADIÁLNÍHO ZATÍŽENÍ VÝSTUPNÍ HŘÍDELE PŘEVODOVKY

Dovolené radiální zatížení výstupního hřídele je uvedeno výrobcem viz *tab. 3.2*. Hodnota dovoleného zatížení se porovná se skutečnou silou, která výstupní hřídel převodovky zatěžuje. V našem případě se jedná o reakci $F_b = 4905 \text{ N}$, která byla vypočítána ze silové a momentové rovnováhy.

Tab. 3.2 Radiální a axiální možné zatížení výstupního hřídele převodovky MRT 120

n_2	F_{ax}	F_{rad}
30	1280 N	6410 N

$$F_{rad} \geq F_b \quad (3-20)$$

$6410 \text{ N} \geq 4905 \text{ N} \Rightarrow \text{RADIÁLNÍ ZATÍŽENÍ VYHOVUJE}$

3.14 NÁVRH A KONTROLA LOŽISKA

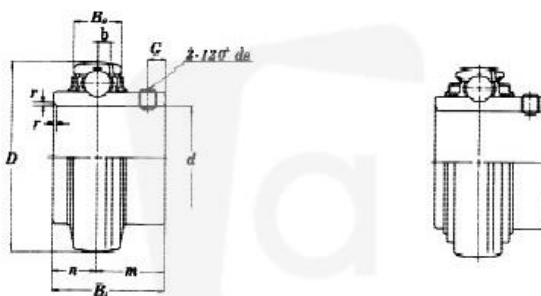
Při svařování a montáži lanového bubnu může dojít k nepřesnostem, které mohou mít vliv na sousost podpěrných čepů. Proto je vhodné tuto sousost tolerovat při vytváření výkresové dokumentace.

Kvůli výše zmíněným nepřesnostem se používá pro uložení čepu naklápěcí ložisko. Dobrou naklopitelnost mají naklápěcí kuličková nebo soudečková ložiska.

Potřebná velikost ložiska se stanoví na základě působících vnějších sil a podle požadavků na trvanlivost a spolehlivost ložiska v uložení. Z hlediska působení vnějších sil a funkce ložiska v příslušném uzlu nebo celku rozlišujeme v ložiskové technice dva typy zatížení valivého ložiska: pokud se ložiskové kroužky navzájem relativně vůči sobě otáčejí a ložisko je za tohoto stavu vystaveno působení vnějších sil (což platí pro většinu případů použití ložisek), jde o *dynamické zatížení ložiska*, pokud se ložiskové kroužky buď navzájem nepohybují, nebo se pohybují velmi pomalu, ložisko přenáší kývavý pohyb nebo vnější síly působí kratší čas, než je čas jedné otáčky ložiska, jde o *statické zatížení ložiska*. Pro výpočet bezpečnosti ložiska je v prvním případě rozhodující trvanlivost limitovaná poruchou zapříčiněnou únavou materiálu některé ze součástí ložiska. V druhém případě jsou to trvalé deformace funkčních ploch v místech styku valivých těles a oběžných drah.

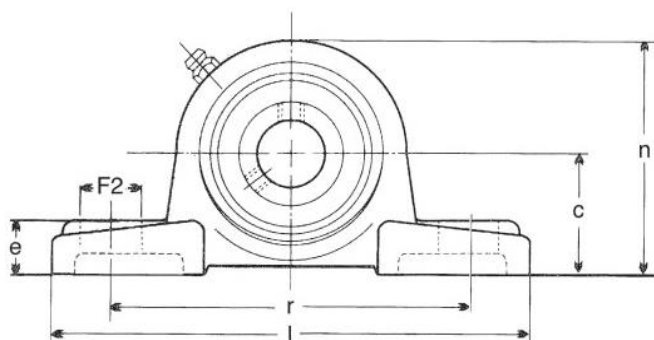
Dle tabulky 3.3 volím ložisko UC 206 s vyhovující statickou a dynamickou únosností. Za předpokladu že lano je maximálně zatíženo v krajní části lanového bubnu (bližší ložiskovému tělesu) a vzhledem k nízkým otáčkám lanového bubnu ($3,10 \text{ ot} \cdot \text{min}^{-1}$), vybírám ložisko dle maximálního statického zatížení.

Tab 3.3 Parametry naklápěcího ložiska UC 206



Ložisko	Rozměry v mm								Únosnost		Hmotnost v kg
	d	D	B_1	B_2	n	m	G	ds	dynamická C [kN]	statická C_0 [kN]	
LE (UC) 206	30	62	38,1	19	15,9	22,2	6	M6×0,75	19,5	10,5	0,32

Ložisku UC 206 odpovídá ložiskové těleso UCP 206.



Obr. 3.7 Ložiskové těleso naklápěcí

Tab 3.4 Hlavní rozměry ložiskového tělesa UCP 206

typ ložiskového tělesa	d (mm)	r (mm)	c (mm)	n (mm)	l x b (mm)
ložiskové těleso UCP 206	30	121	42,9	83	165 x 48

d = průměr otvoru ložiska

r = vzdálenost na střed upínacích otvorů pro 2 šrouby

c = výška na střed otvoru ložiska od spodní plochy ložiskového tělesa

n = celková výška ložiskového tělesa

$l \times b$ = celkové rozměry ložiskového tělesa (délka x šířka)

3.14.1 MINIMÁLNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

Minimální zatížení ložiska je v případě, že lano je zatíženo pouze vrtací jednotkou o hmotnosti 120kg. (bez jádrovacího vrtáku a spojovacích vrtacích tyčí)

$$F_{Bmin} = \frac{F_{lmin}}{2} = \frac{1177,2}{2} = 588 \text{ N} \quad (3-20)$$

3.14.2 STŘEDNÍ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

[5,s.140]

Střední zatížení se počítá na základě zatížení minimálního F_{Bmin} a maximálního F_B .

$$F_{str} = \frac{F_{Bmin} + 2 \cdot F_B}{3} = \frac{588 + 2 \cdot 4905}{3} = 3466 \text{ N} \quad (3-21)$$

3.14.3 STŘEDNÍ VÝPOČTOVÉ ZATÍŽENÍ LOŽISKA

[5,s.141]

Střední výpočtové zatížení je střední zatížení zvětšené o dynamické vlivy. Jedná se například o nepřesnosti ve výrobě ozubení. Dynamické vlivy jsou zahrnuty v tzv. *součiniteli provozu* φ . Hodnota součinitele provozu pro mechanismus zdvihu je 1,2.

$$F_{vstr} = F_{str} \cdot \varphi = 3466 \cdot 1,2 = 4159,2 \text{ N} \quad (3-22)$$

3.14.4 STATICKÉ A DYNAMICKÉ EKVIVALENTNÍ ZATÍŽENÍ

[11,s.626]

Na ložisko nepůsobí žádné axiální síly, proto je statické ekvivalentní zatížení rovno dynamickému ekvivalentnímu zatížení. Obě tyto zatížení jsou rovna výpočtovému zatížení ložisk F_{vstr}



$$P_o = P_d = F_{vstr} = 4159,2 \text{ N} \quad (3-23)$$

3.14.5 KONTROLA STATICKÉ ÚNOSNOSTI

[5,s.144]

Při kontrole statické únosnosti je porovnána statická únosnost ložiska se statickým ekvivalentním zatížením P_o . Statické ekvivalentní zatížení je zvětšeno pomocí tzv. *součinitele bezpečnosti*. Součinitel bezpečnosti je zvolen $s_o=1,5$.

$$C_o \geq P_d \cdot s_o \quad (3-24)$$

$$10\,000 \text{ N} \geq 4159,2 \text{ N} \cdot 1,5$$

$$10\,000 \text{ N} \geq 6238,8 \text{ N} \Rightarrow \text{LOŽISKO VYHOVUJE}$$

3.14.6 ZÁKLADNÍ VÝPOČTOVÁ TRVANLIVOST LOŽISKA V HODINÁCH

[11,s.626]

Základní výpočtová trvanlivost (přiřazená 90% spolehlivosti) se stanoví na základě dynamické únosnosti ložiska C , dynamického ekvivalentního zatížení P , a ze skutečných otáček lanového bubnu n_{sk} . *Exponent rovnice trvanlivosti* je pro ložisko roven $10/3$.

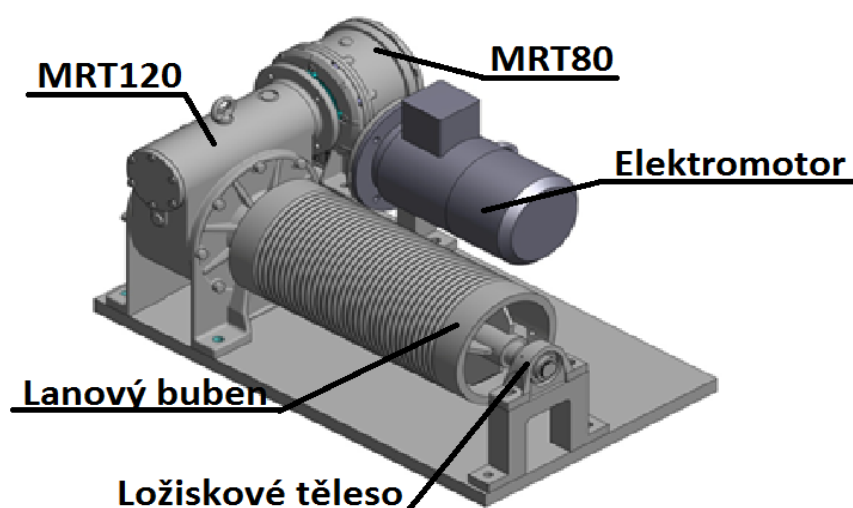
$$L_{10h} = \left(\frac{C}{P_d} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot n_{bs}} \right) = \left(\frac{19\,500}{4159,2} \right)^{\frac{10}{3}} \cdot \left(\frac{10^6}{60 \cdot 3,10} \right) = 927\,286 \text{ h} \quad (3-25)$$

3.14.7 KONTROLA LOŽISKA

Minimální trvanlivost ložiska v hodinách L_h je volena dle [5,s.139] $L_h = 8\,000 \text{ h}$.

$$L_{10h} \geq L_h$$

$$927\,286 \text{ h} \geq 8\,000 \text{ h} \Rightarrow \text{LOŽISKO VYHOVUJE}$$



Obr. 3.8 Elektrický vrátek



ZÁVĚR

Předchozí část této práce byla věnován návrhu dvou rychlostního elektrického vrátku pro vrtání studní s maximální nosností 1000 kg. První kapitola obsahuje na základě zadaných hodnot návrh řešení vrátku a návrh ocelového lana. Podle průměru navrženého lana byly vypočítány rozměry vodících kladek a rozměry lanového bubnu. Druhá kapitola obsahuje konstrukční uspořádání vrátku, na základě kterého byly navrženy hlavní části: elektromotor a převodovka. V třetí kapitole je řešeno uložení a pevnostní kontrola lanového bubnu.

Jednotlivé výpočty byly provedeny na základě norem a odborných publikací uvedených v seznamu. Výběr kombinace převodovek byl konzultován osobně u výrobce šnekových převodovek ve firmě TOS Znojmo. Praktickým výsledkem této práce je výkresová dokumentace obsahující výkres celkové sestavy elektrického vrátku.

Návrhu řešení vrátku bylo využito k sestavení vrátku v praxi a byl již vyzkoušen při vrtání dvou studní. I při zkoušce maximálního zatížení pracoval bez problémů, takže cíl této práce byl splněn.



POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

1. ČSN 27 0103. *Navrhování ocelových konstrukcí jeřábů: Výpočet podle mezních stavů*. Praha: Vydavatelství norem, 1991. 67 s.
2. MONTECO: *Vázací prostředky* [online]. Praha: 2010 [cit. 2010-11-18]. Dostupné z URL: <<http://www.monteco.cz/ocelova-lana-metraz-ocelova-lana-nerezova.php>>
3. TOS ZNOJMO: *Šnekové převodovky*. Dostupné z URL: <<http://www.tos-znojmo.cz/produkce/mrt/cz/index.htm>>
4. METALLAN: *Vázací a zvedací prostředky nejvyšší kvality* [online]. 2011 [cit. 2010-11-18]. Dostupné z URL: <<http://www.metallan.cz/tipy-a-doporuceni/volbaspravneho-vinuti-lana--pravotocive-nebo-levotocive.htm>>
5. REMTA, František, Ladislav KUPKA, František DRAŽAN, et al. *Jeřáby: I. Díl*. 2. doplněné vydání. Praha: SNTL, 1974. 645 s. DT 621.873.
6. ČSN 02 4342. *Ocelová lana šestipramenná*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1982. 3 s.
7. ČSN 27 1820. *Kladky a bubny pro ocelová lana*. Praha: Úřad pro vynálezy a normalizaci, 1957. 9 s.
8. GAJDUŠEK, J.; ŠKOPÁN, M.: *Teorie dopravních a manipulačních zařízení*, skript VUT Brno,
9. SIEMENS: *Elektromotory* Dostupné z URL: <<http://www.elektromotory-siemens.cz/upload/File/katalog-elektromotoru-1la7-0605-k02-cz.pdf>>
10. METALLAN: *Vícepramenná lana HERKULES*. Dostupné z URL: <<http://www.metallan.cz/vazaci-prostredky/ocelova-lana--metraz/vicepramenna-ocelova-lana-herkules/vicepramenne-ocelove-lano---herkules---126-dratu-18-x-7.html>>
11. SHIGLEY, Joseph, Charles MISCHKE, Richard BUDYNAS. *Konstruování strojních součástí*. 1. vydání. Brno: VUTUM, 2010. 1159 s. ISBN 978-80-214-2629-0
12. *Silové spoje hřídele s nábojem*. Dostupné z URL: <<http://www.mitcalc.com/doc/bearings/help/cz/bearingfagtxt.htm>>



SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Význam
a_l	$[-]$	exponent rovnice trvanlivosti
b	$[mm]$	hloubka drážky věnce
C	$[N]$	dynamická únosnost ložiska
C_0	$[N]$	statická únosnost ložiska
D	$[mm]$	průměr lana
D_b	$[mm]$	jmenovitý průměr navíjecího bubnu
D_{bmin}	$[mm]$	základní průměr navíjecího bubnu
D_o	$[m]$	základní průměr navíjecího bubnu
D_v	$[mm]$	jmenovitý průměr vodící kladky
D_{vmin}	$[mm]$	základní průměr vodící kladky
F	$[N]$	statická síla v laně
F_A	$[N]$	reakce v podpoře A
F_B	$[N]$	reakce v podpoře B
F_{Bmin}	$[N]$	minimální zatížení působící na ložisko
F_d	$[N]$	dynamická síla v laně
F_{dov}	$[N]$	maximální dovolená síla v laně
f_m	$[-]$	servisní faktor
F_o	$[N]$	obvodová síla působící na pero
F_{r2}	$[N]$	dovolené radiální zatížení výstupní hřídele
F_{smin}	$[N]$	minimální statická síla působící v laně
$F_{stř}$	$[N]$	střední zatížení ložiska
$F_{vstř}$	$[N]$	střední výpočtové zatížení ložiska
g	$[m \cdot s^{-2}]$	gravitační zrychlení
h	$[m]$	výška zdvihu
i_c	$[-]$	celkový předběžný převodový poměr
i_N	$[-]$	jmenovitý převodový poměr
k	$[-]$	součinitel bezpečnosti
k_1	$[-]$	součinitel bezpečnosti v laně
L	$[m]$	délka navinutého lana
l_b	$[mm]$	celková délka bubnu
L_h	$[h]$	minimální trvanlivost ložiska v hodinách
l_k	$[mm]$	délka koncové části bubnu
l_p	$[mm]$	délka pera na výstupním hřídeli převod.
l_z	$[mm]$	délka závitové části bubnu
L_{10h}	$[h]$	základní výpočtová trvanlivost v hodinách
M_{k2}	$[N \cdot m]$	kroucí moment na výstupu převodovky
m_{lo}	$[kg]$	hmotnost ložiska
M_N	$[N \cdot m]$	jmenovitý moment motoru
M_{omax}	$[N \cdot m]$	max. ohyb. moment působící na plášť bub.
M_{o1}	$[N \cdot m]$	ohybový moment v řezu
m_p	$[kg]$	hmotnost převodovky
n_b	$[min^{-1}]$	teoretické otáčky lanového bubnu
n_{bs}	$[min^{-1}]$	skutečné otáčky lanového bubnu
n_m	$[min^{-1}]$	otáčky motoru
n_1	$[min^{-1}]$	vstupní otáčky převodovky



Symbol	Jednotka	Význam
n_2	$[min^{-1}]$	výstupní otáčky převodovky
P	$[kW]$	výkon elektromotoru
P_d	$[N]$	dynamické ekvivalentní zatížení ložiska
p_{dovp}	$[MPa]$	dovolený tlak v náboji
P_m	$[kW]$	výkon potřebný pro zvedání břemen
P_N	$[kW]$	jmenovitý výkon převodovky
p_o	$[MPa]$	základní hodnota tlaku v náboji
P_p	$[kW]$	výkon převodovky
P_0	$[N]$	statické ekvivalentní zatížení ložiska
P_1	$[N]$	jmenovitá pevnost lana
P_2	$[kW]$	výkon na výstupu převodovky
q	$[-]$	poměrné zatížení
Q_c	$[kg]$	hmotnost jmenovitého břemene
Q_p	$[kg]$	hmotnost průměrného břemene
r	$[mm]$	poloměr drážky věnce
R	$[mm]$	průměr výstupního hřídele
R_e	$[MPa]$	mez kluzu materiálu
S	$[mm]$	délka výstupní hřídele převodovky
s_b	$[mm]$	tloušťka stěny bubnu
s_o	$[-]$	součinitel bezpečnosti
t	$[mm]$	stoupání drážky na bubnu
t_1	$[mm]$	hloubka drážky v náboji
W_k	$[mm^3]$	průřezový modul pro krut lanového bubnu
W_o	$[mm^3]$	průřezový modul pro ohyb lan. bubnu
z_b	$[-]$	počet závitů na bubnu
α_{o1}	$[-]$	součinitel tvaru v místě 1
α_1	$[-]$	součinitel pro vodící kladku
α_B	$[-]$	součinitel pro lanový buben
β	$[\circ]$	úhel rozevření drážky věnce
γ_{lo}	$[-]$	součinitel zatížení od jmenovitého břem.
δ_h	$[-]$	dynamicky součinitel



SEZNAM OBRÁZKŮ

Obr. 1.1 Vícepamenné lano Herkules s 126 dráty

Obr. 1.2 Věvec lanové kladky

Obr. 1.3 Drážka lanového bubnu

Obr. 1.4 Lanový buben

Obr. 2.1 Konstrukční uspořádání zdvihacího ústrojí

Obr. 2.2 Momentová charakteristika třífázového asynchronního motoru řízeného frekvenčním měničem

Obr. 2.3 Hlavní rozměry převodovky

Obr. 2.4 Zatížení těsného pera

Obr. 3.1 Čep lanového bubnu pro uložení v ložiskovém tělese

Obr. 3.2 Uchycení lana příložkami na lanovém bubnu

Obr. 3.3 Síly působící na lanový buben

Obr. 3.4 Výsledné vnitřní účinky u lanového bubnu

Obr. 3.5 Sevření pláště lanového bubnu lanem

Obr. 3.6 Čep lanového bubnu pro uložení v ložiskovém tělese

Obr. 3.7 Ložiskové těleso naklápací

Obr. 3.8 Elektrický vrátek

SEZNAM TABULEK

Tab. 1.1 Volba součinitele bezpečnosti

Tab. 1.2 Technické parametry lana

Tab. 1.3 Hlavní rozměry drážky věnce

Tab. 1.4 Rozměry drážky lanového bubnu

Tab. 2.1 Hlavní parametry elektromotoru

Tab. 2.2 Hlavní rozměry převodovky

Tab. 3.1 Mechanické vlastnosti materiálu

Tab. 3.2 Radiální a axiální možné zatížení výstupní hřídele převodovky MRT 120

Tab. 3.3 Parametry naklápacího ložiska UC 206



SEZNAM PŘÍLOH

Elektrický vrátek	0-3K2-01/00
Lanový buben	0-3K2-02/00
Spojka převodovek	3-3K2-01/02
Podpěra ložiska	4-3K2-01/03
Podpěra převodovky	4-3K2-01/04
Podložka	4-3K2-01/05
Upínka lana	4-3K2-01/06
Deska základová	3-3K2-01/07
Plášť bubnu	3-3K2-02/01
Čep 1	3-3K2-02/02
Čep 2	3-3K2-02/03
Žebro 1	4-3K2-02/04
Žebro 2	4-3K2-02/05
Disk 1	3-3K2-02/06
Disk 2	3-3K2-02/07
CD-ROM	